



TUGAS AKHIR - TM 145502

**KAJI PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN
SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION*
DI GTG UTILITAS I PABRIK PT. PETROKIMIA GRESIK**

**NADHIFAH HIDAYATI ISLAND
NRP 2114 030 030**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM 145502

**KAJI PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN
SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION*
DI GTG UTILITAS I PABRIK PT. PETROKIMIA GRESIK**

NADHIFAH HIDAYATI ISLAND
NRP 2114 030 030

Dosen Pembimbing
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 145502

**PERFORMANCE CALCULATION OF GAS TURBINE
BEFORE AND AFTER *COMBUSTION INSPECTION*
OVERHAUL AT GTG UTILITY I PT.PETROKIMIA
GRESIK.**

NADHIFAH HIDAYATI ISLAND
NRP 2114 030 030

COUNSELOR LECTURER
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001

Diplome III Program
Industrial Mechanical Engineering Departement
Faculty Of Vocation
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 145502

**PERFORMANCE CALCULATION OF GAS TURBINE
BEFORE AND AFTER *COMBUSTION INSPECTION*
OVERHAUL AT GTG UTILITY I PT.PETROKIMIA
GRESIK.**

**NADHIFAH HIDAYATI ISLAND
NRP 2114 030 030**

**COUNSELOR LECTURER
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT
NIP 19620216 199512 1 001**

Diplome III Program
Industrial Mechanical Engineering Departement
Faculty Of Vocation
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017

LEMBAR PENGESAHAN

KAJI PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION* DI GTG UTILITAS I PABRIK PT.PETROKIMIA GRESIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat Untuk Memperoleh
Gelar Ahli Madya Teknik Mesin Industri
Pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

Nadhifah Hidayati Island

NRP. 2114 030 030

Mengetahui dan Menyetujui
Dosen Pembimbing



Drs. Heru Mirmanto, MT
NIP. 19620216 199512 1 001

Surabaya, Juli 2017

PERFORMANCE CALCULATION OF GAS TURBINE BEFORE AND AFTER *COMBUSTION INSPECTION OVERHAUL* AT GTG UTILITY I PT.PETROKIMIA GRESIK.

Name : Nadhifah Hidayati Island
NRP : 2114 030 030
Department : Industrial Mechanical Engineering
FV-ITS
Counselor of Lecture : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

Abstract

Gas turbines operating continuously will decrease reliability and increase operational costs . Therefore, there should be a way to maintain the performance of the equipment when operating of the unit to be in optimal condition.

The method used to improve performance of the gas turbine is regular maintenance. the example is combustion inspection. To know the influence of combustion overhaul inspection on gas turbine performance by analysis using data sheet before and after overhaul combustion inspection.

After calculation, it can be concluded that GTG (gas turbine generator) utility 1 PT.Petrokimia Gresik has better performance after overhaul combustion inspection. The performance of the gas turbine can be seen from the increased, cycle efficiency of 1.3%, turbine efficiency of 0.9 %.and compressor efficiency of 2,68 %. The decreased or more frugal SFC (specific fuel consumption) of 0.011 kg / kWh.

Keywords: gas turbine, efficiency, SFC, overhaul combustion inspection

(halaman ini sengaja dikosongkan)

KAJI PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION* DI GTG *UTILITAS I* PABRIK PT.PETROKIMIA GRESIK.

Nama Mahasiswa : Nadhifah Hidayati Island
NRP : 2114 030 030
Departemen : D3 Teknik Mesin Industri FV – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir Heru Mirmanto, MT

Abstrak

Turbin gas yang beroperasi terus menerus akan mengalami penurunan kehandalan serta akan meningkatkan biaya operasional. Oleh karena itu, perlu sebuah cara untuk menjaga performa peralatan tersebut saat pengoperasian unit agar dalam keadaan optimal.

*Metode yang digunakan dalam meningkatkan performa turbin gas adalah pemeliharaan secara rutin. Contohnya *combustion inspection*. Untuk mengetahui pengaruh *overhaul combustion inspection* terhadap performa turbin gas yaitu dengan analisa menggunakan data tes sebelum dan sesudah *overhaul combustion inspection*.*

*Setelah dilakukan perhitungan, dapat disimpulkan bahwa GTG (gas turbin generator) utilitas I pabrik PT.Petrokimia Gresik memiliki performa yang lebih baik setelah dilakukan *overhaul combustion inspection*. Performa turbin gas tersebut dapat dilihat dari kenaikannya, efisiensi siklus sebesar 1,3% , efisiensi turbin sebesar 0,9% dan efisiensi kompresor sebesar 2,68%. SFC (*specific fuel consumption*) yang turun atau lebih hemat sebesar 0,011 kg/kWh.*

Kata kunci : turbin gas, efisiensi, SFC, *overhaul combustion inspection*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT, atas rahmat dan hidayah- Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **KAJI PERFORMA TURBIN GAS SEBELUM DAN SETELAH *OVERHAUL COMBUSTION INSPECTION* DI GTG UTILITAS I PABRIK PT.PETROKIMIA GRESIK.**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di D3 Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan moral dan materiil, baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Oleh Karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr.Ir. Heru Mirmanto MT selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini
2. Bapak Ir.Suhariyanto, MSc selaku koordinator tugas akhir Diploma 3 Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST MT PhD selaku Dosen Wali yang telah memberikan gambaran, motivasi dan bantuan dalam menempuh perkuliahan di D3 Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
5. Bapak Franky selaku pembimbing dalam melaksanakan Tugas Akhir di PT. Petrokimia Gresik
6. Semua dosen dan karyawan Diploma 3 Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.

7. Alm. Sidiq selaku bapak penulis yang selalu memberikan kata 'semangat' di masa hidupnya. Ibu Ulah, ibu insiyah, bibi, adek-adek tercinta, bu zuhria, abd najid, iro, agnes, dan saudara(i) lainnya yang telah memberikan dorongan kepada penulis.
8. Devina Ujianto (partner TA) yang telah menempuh sidang terlebih dahulu namun masih selalu memberi semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.
9. Idzmi, Tiara, dan Amin yang bakal menjanjikan kado alam setelah TA selesai, yang mana membuat rasa semangat kembali dalam menyelesaikan TA.
10. Tika, Nani, Pamuji, Prima dan Wildan sesama dosen pembimbing yang saling memberi semangat.
11. Semua Ratu 2K14 berjumlah 20 orang yang senantiasa slalu saling memberi semangat dan do'a.
12. Dan angkatan 2k14 yang telah menemani dalam pembelajaran selama kuliah di D3 Teknik mesin industri.
13. Serta seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa depan yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan , sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang datang.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Manfaat.....	2
1.5 Batasan Masalah.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1. Turbin Gas dan Komponennya.....	5
2.1.1. Pengertian Turbin Gas	5
2.1.2. Klasifikasi Turbin Gas	7
2.1.3. Komponen Utama Turbin Gas	10
2.1.4. Komponen Penunjang Turbin Gas	14
2.2. Siklus pada Turbin Gas	16
2.2.1. Siklus Ericson	17
2.2.2. Siklus Stirling	17
2.2.3. Siklus Brayton.....	17
2.3. <i>Air fuel ratio, Specific fuel consumption, dan Efisiensi</i>	21
2.3.1. <i>Air fuel ratio</i>	21
2.3.2. <i>Specific fuel consumption</i>	22
2.3.3. Efisiensi	22
2.4. Prinsip Kerja Turbin Gas.....	23
2.5. Maintenance Turbin Gas	23
2.5.1. <i>Combustion Inspection</i> (CI)	24
2.5.2. <i>Hot Gas Path Inspection</i> (HGPI).....	25
2.5.3. <i>Major Inspection</i> (MI)	25

BAB III METODOLOGI	27
3.1. Klasifikasi GTG	27
3.2. Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir	28
3.3. Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir	29
3.3.1. Studi Literature	29
3.3.2. Observasi Lapangan.....	30
3.3.3. Perumusan Masalah	30
3.3.4. Pengumpulan Data <i>Sheet</i>	30
3.3.5. Konversi dan Perhitungan Properties.....	30
3.3.6. Perhitungan Performa Turbin Gas	31
3.3.7. Analisa Performa	31
3.3.8. Penyusunan Buku Laporan	31
3.4. Metodologi Perhitungan Unjuk Kerja.....	31
BAB IV PEMBAHASAN DAN PERHITUNGAN	35
4.1. Data Hasil Pengamatan.....	35
4.2. Perhitungan Performa Turbin Gas dengan Beban 19 MW	35
4.2.1. Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Sebelum <i>Overhaul</i> dari <i>Combustion Inspection</i> dengan Beban 19 MW..	37
4.2.2. Perhitungan Performa Turbin Gas Sebelum <i>Overhaul</i> dari <i>Combustion Inspection</i> dengan Beban 19 MW	41
4.2.3. Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Setelah <i>Overhaul</i> dari <i>Combustion Inspection</i> dengan Beban 19 MW..	47
4.2.4. Perhitungan Performa Turbin Gas Setelah <i>Overhaul</i> dari <i>Combustion Inspection</i> dengan Beban 19 MW	51
4.3. Perbandingan Performa Turbin Gas Sebelum dan Setelah <i>Overhaul Combustion Inspection</i>	56
4.3.1. Perbandingan Kerja Kompresor dan Kerja Turbin Sebelum dan Sesudah <i>Overhaul Combustion</i> <i>Inspection</i>	57

4.3.2. Perbandingan Efisiensi Kompresor, Efisiensi Turbin dan Efisiensi Siklus Sebelum dan Sesudah <i>Overhaul Combustion Inspection</i>	58
4.3.3. Grafik Back Work Ratio Sebelum dan Sesudah <i>Overhaul Combustion Inspection</i> ..	59
4.3.4. Grafik Specific Fuel Consumption Sebelum dan Sesudah <i>Overhaul Combustion Inspection</i> ..	60
4.4. <i>Overhaul Combustion Inspection</i>	61
BAB V PENUTUP	65
5.1. Kesimpulan	65
5.2. Saran	66
DAFTAR PUSTAKA	67
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Turbin gas	5
Gambar 2.2.	Open cycle gas turbine	6
Gambar 2.3.	Closed cycle gas turbine	7
Gambar 2.4.	Turbin gas berporos tunggal	8
Gambar 2.5.	Turbin gas berporos ganda	8
Gambar 2.6.	Turbin gas axial	9
Gambar 2.7.	Turbin gas radial	9
Gambar 2.8.	Komponen turbin gas	10
Gambar 2.9.	Zona pembakaran combustion chamber	12
Gambar 2.10.	Turbin impuls	13
Gambar 2.11.	Turbin reaksi	14
Gambar 2.12.	Simple gas turbine	18
Gambar 2.13.	Siklus pada turbin gas	18
Gambar 3.1.	GTG PT.Petrokimia Gresik	27
Gambar 3.2.	Diagram alir tugas akhir	29
Gambar 3.2.	Diagram alir perhitungan unjuk kerja	34
Gambar 4.1.	Skema gas turbine generator (GTG)	36
Gambar 4.2.	Ideal-actual P-V dan T-S diagram	36
Gambar 4.3.	Grafik perbandingan kerja kompresor dan kerja turbin	57
Gambar 4.4.	Grafik perbandingan efisiensi	58
Gambar 4.5.	Grafik perbandingan Back Work Ratio	59
Gambar 4.6.	Grafik perbandingan SFC	60

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1. Data operasi bulan Desember 2015 pukul 13:45 ...	37
Tabel 4.2. Data operasi bulan Februari 2016 pukul 12:52	47
Tabel 4.3. Hasil perhitungan unjuk kerja	56

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Petrokimia Gresik adalah salah satu perusahaan yang bergerak di bidang produksi pupuk terbesar di Indonesia. Di tempat ini semua proses produksi pupuk dilakukan, mulai pencarian bahan baku yang berkualitas sampai menghasilkan berbagai jenis pupuk. Dalam kesehariannya PT. Petrokimia Gresik tersebut banyak mengalami masalah-masalah kecil namun juga berakibat fatal.

PT. Petrokimia Gresik selain mendapat distribusi listrik dari PLN sebagai pemasok listrik cadangan, juga memiliki pembangkit listrik sendiri yaitu Gas Turbine Generator (GTG) dan Steam Turbine Generator atau biasa disebut Unit Bahan Bakar (UBB) yang akan mendistribusikan listrik ke seluruh bagian pabrik PT. Petrokimia Gresik dan juga perumahan PT. Petrokimia Gresik. Fokusnya, pada turbin gas sendiri bekerja pada temperatur yang cukup tinggi dalam waktu yang cukup lama. Dengan kondisi tersebut, maka seiring waktu performa turbin gas akan terus menurun. Untuk menjaga keandalan, keamanan dan umur pakai peralatan turbin gas agar tetap pada performa yang maksimal maka perlu dilakukan *preventive maintenance*, *predictive maintenance* dan *overhaul*. Proses *overhaul combustion inspection* merupakan perawatan menganalisa komponen-komponen dengan cara membuka bagian yang ada pada ruang bakar dan turbin gas secara total. Hal ini bertujuan untuk menjaga performa GTG agar tetap stabil atau pada performa maksimal.

Berdasarkan observasi lapangan GTG di PT. Petrokimia Gresik, maka pada tugas akhir ini dikaji performance turbin gas Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang diangkat pada tugas akhir ini adalah :

1. Bagaimana pengaruh unjuk kerja sistem secara keseluruhan sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul combustion inspection* GTG di PT.Petrokimia Gresik?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui kerja kompresor dan kerja turbin sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection*.
2. Mengetahui efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi sistem sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection*.
3. Mengetahui *specific fuel consumption* dan *back work ratio* sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection*.
4. Mengetahui hasil komponen-komponen saat dilakukannya *overhaul combustion inspection* GTG di PT.Petrokimia Gresik.

1.4 Manfaat

Berdasarkan uraian tentang efisiensi kerja GTG, maka penulisan Tugas Akhir ini diharapkan bermanfaat bagi :

1. Perusahaan.
Dari analisa ini diharapkan adanya suatu hasil yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan, sebagai informasi dalam operasional, khususnya mengenai unit GTG.
2. Penulis.
Hasil penulisan Tugas Akhir ini diharapkan dapat berguna dan memberi masukan untuk menambah pengalaman dan pengetahuan tentang perhitungan kinerja Turbin Gas.

3. Pihak lain
Dapat dijadikan masukan dan informasi bagi pihak lain mengenai kinerja Turbin Gas.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Perhitungan kerja dan efisiensi, menggunakan data kerja dari GTG di PT.Petrokimia Gresik.
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari GTG dengan beban 19 MW.
3. Data yang diambil merupakan data beban sebelum dan setelah *overhaul combustion inspection* pada bulan Desember - Februari.

1.6 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan, manfaat, batasan masalah dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja turbin gas, komponen-komponen turbin gas, performa perhitungan dan kondisi *overhaul combustion inspection*.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

BAB IV PEMBAHASAN DAN PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan kapasitas, efisiensi compressor, efisiensi turbin, efisiensi siklus, *back work ratio*, *spesifik fuel consumption*. Disertai pula dengan grafik-grafiknya.

BAB V PENUTUP

Berisikan kesimpulan dan saran.

LAMPIRAN

BAB II

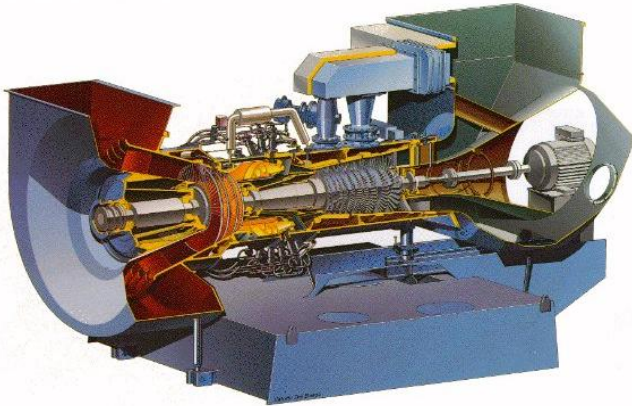
DASAR TEORI

2.1. Turbin Gas dan Komponennya

2.1.1 Pengertian Turbin Gas

Turbin adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis, fluida kerjanya dapat berupa air, udara panas ataupun uap air (steam).

Adapun turbin gas adalah peralatan pembangkit yang menggunakan gas bertekanan tinggi sebagai fluida kerja. Turbin gas bekerja dengan cara mengubah energi kinetik daripada gas bertekanan tinggi tersebut menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan sudu yang terdapat pada poros. Poros tersambung dengan generator, akibat perputaran poros timbul energi mekanik yang akan dikonversikan menjadi energi listrik.



Gambar 2.1 Turbin gas^[1]

Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban. Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas.

Oleh sebab itu didalam sistem turbin gas terjadi tiga proses pokok untuk memproduksi energi yaitu :

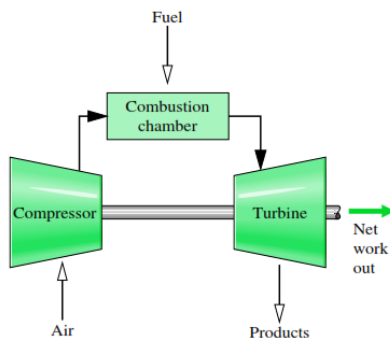
1. Proses kompresi udara
2. Proses pembakaran udara - bahan bakar
3. Proses ekspansi gas hasil pembakaran

2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

A. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

1. Siklus Terbuka (Opened Cycle)

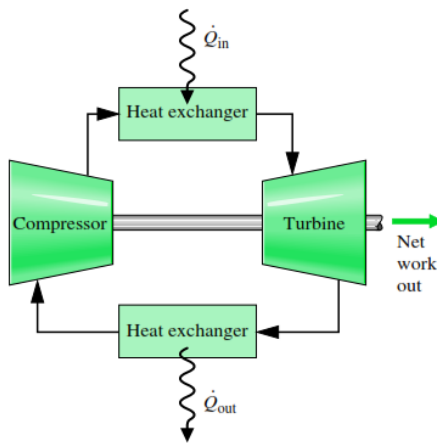
Pada sistem turbin gas siklus terbuka dimana fluida kerja (udara) dikompresikan dari udara bebas, kemudian mengalami proses pembakaran diruang bakar, berekspansi di Turbin dan akhirnya keluar lagi ke udara bebas walaupun terbentuk gas sisa pembakaran atau dengan kata lain sistem ini terbuka terhadap udara bebas. gambar berikut adalah skema siklus terbuka.



Gambar 2.2 *Open cycle gas turbinne*^[2]

2. Siklus Tertutup (Closed Cycle)

Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas bekas yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk di kompresikan kembali, tetapi sebelum mendekati kompresor gas bekas tersebut mengalami pendinginan hingga temperatur awal memasuki kompresor pada sebuah alat penukar kalor (APK).

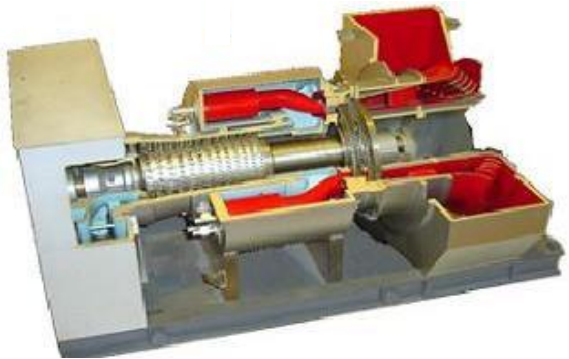


Gambar 2.3 *Closed cycle gas turbine*^[2]

B. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya

1. Turbin Gas Berporos Tunggal (Single Shaft)

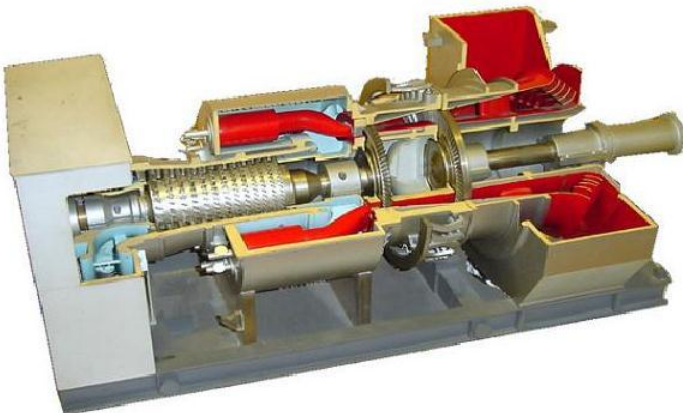
Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdiri dari beberapa komponen utama turbin gas, seperti sudu turbin dan sudu kompresor. Jenis ini banyak digunakan untuk pembangkit listrik maupun industri, karena digunakan pada daya beban torsi yang konstan.



Gambar 2.4 Turbin gas berporos tunggal^[1]

2. Turbin Gas Berporos Ganda (Multi Shaft)

Turbin jenis ini digunakan untuk menahan beban dan torsi yang bervariasi. Poros pertama turbin dikopel langsung dengan poros aksial. Turbin dengan tekanan tinggi berfungsi menggerakkan kompresor, mensuplai gas panas untuk turbin tekanan rendah. Turbin tekanan rendah untuk memutar generator listrik

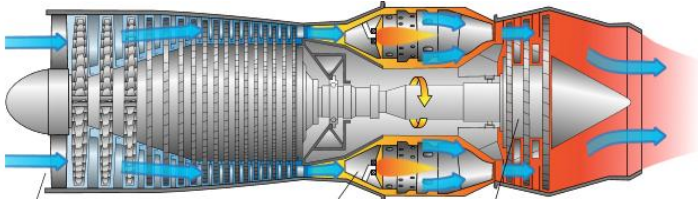


Gambar 2.5 Turbin gas berporos ganda^[1]

C. Klasifikasi Turbin Gas Menurut Arah Alirannya

1. Turbin Axial

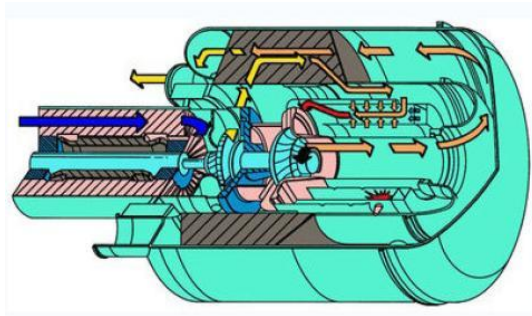
Disebut turbin axial karena arah aliran fluida kerjanya sejajar dengan poros turbin. Penggunaan turbin gas axial dapat ditemukan pada pembangkit listrik.



Gambar 2.6 Turbin gas axial^[3]

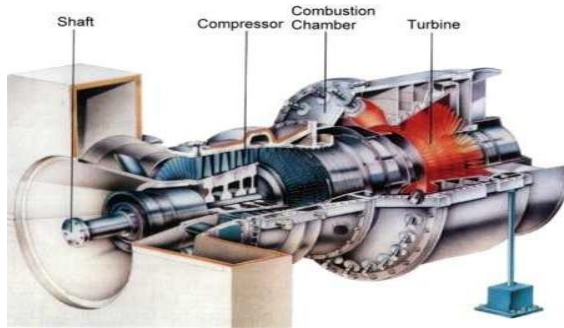
2. Turbin Radial

Disebut turbin radial karena arah aliran gas tegak lurus terhadap poros turbin. Dapat ditemukan penggunaannya pada pesawat pesawat kecil.



Gambar 2.7 Turbin gas radial^[3]

2.1.3 Komponen Utama Turbin Gas



Gambar 2.8 Komponen turbin gas^[1]

1. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan mengkompresikannya sehingga pada tekanan tertentu. Kompresor pada turbin dibedakan tergantung pada arah alirannya.

- Kompresor Sentrifugal

Kompresor sentrifugal banyak dipakai pada turbin gas yang relatif berukuran kecil. Kompresor sentrifugal ini terdiri dari infeler yang tersimpan dalam suatu rumah yang berisi diffuser. Udara dihisap kedalam impeller yang berputar dengan cepat. Kemudian disalurkan pada tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi pada diffuser stasioner. Penurunan kecepatan udara dan energi kinetik mengakibatkan kenaikan tekanan melalui infeler yang lebih dari dua tingkat pada turbin gas.

- Kompresor Aliran Aksial

Kompresor ini dinamakan kompresor aksial karena udara mengalir sejajar terhadap poros. Tidak seperti kompresor sentrifugal, kompresor aksial membutuhkan banyak tingkat untuk mendapat udara bertekanan tinggi. Tiap tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang

terpasang pada rumah kompresor. Sebagai perbandingan dengan kompresor sentrifugal, kompresor aliran aksial bisa mencapai 15 tingkat untuk menghasilkan tekanan operasi yang diinginkan.

2. Ruang Bakar (Combustion Chamber)

Udara bertekanan dari kompresor akan masuk menuju ruang bakar yang biasa disebut combustion chamber atau combustor. Di dalam combustor, oksigen dalam udara akan bereaksi dengan bahan bakar sehingga menghasilkan panas. Panas tersebut diserap oleh komponen udara sisa seperti nitrogen sehingga udara hasil pembakaran mengalami semacam pemuatan secara cepat. Pada instalasi ruang bakar dapat terdiri dari beberapa bagian, diantaranya adalah:

- Ruang Bakar Pembakaran (Casing)

Merupakan tempat terjadinya seluruh proses pembakaran. fungsinya sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar udara yang masuk.

- Ruang Bakar Utama (Combustion Liner)

Merupakan komponen yang terdapat didalam combustion chamber, yang berfungsi sebagai tempat dimana bahan bakar dan udara dicampur dan juga merupakan tempat berlangsungnya pembakaran. Bagian ini memiliki sirip - sirip sebagai saluran masuknya udara kedalam combustion chamber dan juga berfungsi untuk mendinginkan combustion liner ini sendiri.

- Pematik nyala api (spark plug/ignitor)

Komponen ini sama seperti busi pada mesin mobil atau sepeda motor. Ia berfungsi sebagai pemantik api sehingga proses pembakaran dapat terjadi. *Ignitor* ini menggunakan arus listrik untuk menciptakan percikan api. Dan biasanya hanya digunakan pada proses awal penyalaan turbin gas, jika api di dalam ruang bakar sudah menyala, maka ignitor akan otomatis mati.

- Nozzle (Injector)

Merupakan komponen yang berfungsi untuk menyemprotkan bahan bakar gas kedalam combustion liner dan bercampur dengan udara.

Fuel nozzle terdapat pada ujung combustion chamber dan masuk ke combustion liners. Fungsi dari fuel nozzle ini adalah untuk mengabutkan bahan bakar dan mengarahkannya ke reaction zone pada ruang bakar.

Zona pembakaran pada combustion chamber ada tiga yaitu :

1. Zona Utama (primary zone)

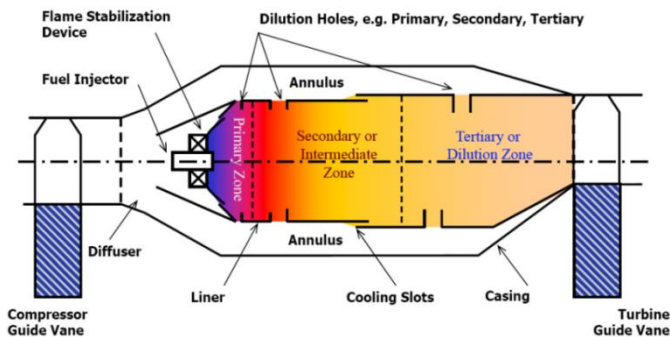
Primary zone merupakan daerah dimana udara berdifusi dengan udara dari kompresor untuk membentuk campuran udara dan bahan bakar yang siap terbakar, juga dimana tempat bahan bakar di sulut oleh spark Plug.

2. Zona kedua (secondary zone)

Secondary zone adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada primary zone.

3. Zona reduksi temperatur (dilution zone)

Dilution zone merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk first stage nozzle.



Gambar 2.9. Zona pembakaran combustion chamber^[4]

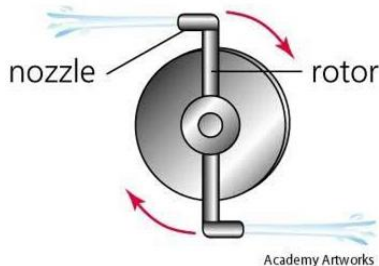
3. Turbin

Turbin merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor dan perlengkapan lainnya. Dari daya turbin yang dihasilkan kira-kira 60 % digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan.

Turbin yang paling sederhana terdiri dari sebuah bagian yang berputar disebut rotor, yang terdiri atas sebuah poros/shaft dengan sudu-sudu atau blade yang terpasang pada poros tersebut. Rotor tersebut berputar akibat dari tumbukan aliran fluida atau berputar sebagai reaksi dari aliran fluida tersebut. Berdasarkan putaran rotor itulah turbin terbagi atas 2 jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi.

1. Turbin Impuls

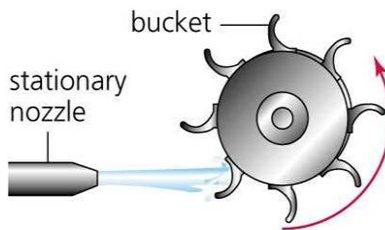
Turbin ini merubah arah dari aliran fluida berkecepatan tinggi menghasilkan putaran impuls dari turbin dan penurunan energi kinetik dari aliran fluida. Tidak ada perubahan tekanan yang terjadi pada fluida, penurunan tekanan terjadi di nozzle.



Gambar 2.10. Turbin impuls^[4]

2. Turbin Reaksi

Turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan atau massa gas atau fluida. Tekanan dari fluida berubah pada saat melewati sudu rotor. Pada turbin jenis ini diperlukan semacam sudu pada casing untuk mengontrol fluida kerja seperti yang bekerja pada turbin tipe multistage atau turbin ini harus terendam penuh pada fluida kerja.



Gambar 2.11. Turbin reaksi^[4]

Adapun komponen-komponen pada turbin section adalah sebagai berikut :

1. *Turbin Rotor Case*, adalah *casing* untuk melindungi rotor turbin.
2. *First Stage Nozzle*, berfungsi untuk mengarahkan gas panas ke *first stage turbine wheel*.
3. *First Stage Turbine Wheel*, berfungsi untuk mengkonversikan energi kinetik dari aliran udara yang berkecepatan tinggi menjadi energi mekanik berupa putaran rotor.
4. *Second Stage Nozzle dan Diafragma*, berfungsi untuk mengatur aliran gas panas ke *second stage turbine wheel*, sedangkan diafragma berfungsi untuk memisahkan kedua *turbine wheel*.
5. *Second Stage Turbine*, berfungsi untuk memanfaatkan energi kinetik yang masih cukup besar dari *first stage*

turbine untuk menghasilkan kecepatan putar rotor yang lebih besar.

2.1.4 Komponen Penunjang Turbin Gas

1. Starting Equipment

Berfungsi untuk melakukan start up sebelum turbin bekerja. Jenis-jenis starting equipment yang digunakan di unit-unit turbin gas pada umumnya adalah :

1. Diesel Engine, (PG –9001A/B)
2. Induction Motor, (PG-9001C/H dan KGT 4X01, 4X02 dan 4X03)
3. Gas Expansion Turbine (Starting Turbine)

2. Coupling dan Accessory Gear

Berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari poros yang bergerak ke poros yang akan digerakkan. Ada tiga jenis coupling yang digunakan, yaitu:

1. Jaw Cluth, menghubungkan starting turbine dengan accessory gear dan HP turbin rotor.
2. Accessory Gear Coupling, menghubungkan accessory gear dengan HP turbin rotor.
3. Load Coupling, menghubungkan LP turbin rotor dengan kompressor beban.

3. Fuel System

Bahan bakar yang digunakan berasal dari fuel gas system dengan tekanan sekitar 15 kg/cm². Fuel gas yang digunakan sebagai bahan bakar harus bebas dari cairan kondensat dan partikel-partikel padat. Untuk mendapatkan kondisi tersebut diatas maka sistem ini dilengkapi dengan knock out drum yang berfungsi untuk memisahkan cairan-cairan yang masih terdapat pada fuel gas.

4. Lube Oil System

Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada setiap komponen sistem turbin gas. Lube oil disirkulasikan pada bagian-bagian utama

turbin gas dan trush bearing juga untuk accessory gear dan yang lainnya. Lube oil system terdiri dari:

1. Oil Tank (Lube Oil Reservoir)
2. Oil Quantity
3. Pompa
4. Filter System
5. Valving System
6. Piping System
7. Instrumen untuk oil

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai lube oil guna keperluan lubrikasi, yaitu:

1. Main Lube Oil Pump, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh HP shaft pada gear box yang mengatur tekanan discharge lube oil.
2. Auxilary Lube Oil Pump, merupakan pompa lube oil yang digerakkan oleh tenaga listrik, beroperasi apabila tekanan dari main pump turun.
3. Emergency Lube Oil Pump, merupakan pompa yang beroperasi jika kedua pompa diatas tidak mampu menyediakan lube oil.

5. Cooling System

Sistem pendingin yang digunakan pada turbin gas adalah air dan udara. Udara dipakai untuk mendinginkan berbagai komponen pada section dan bearing. Komponen-komponen utama dari cooling system adalah:

1. Off base Water Cooling Unit
2. Lube Oil Cooler
3. Main Cooling Water Pump
4. Temperatur Regulation Valve
5. Auxilary Water Pump
6. Low Cooling Water Pressure Swich

2.2 Siklus pada Turbin Gas

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

2.2.1 Siklus Ericson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (reversible) yang terdiri dari dua proses isotermais dapat balik (reversible isothermic) dan dua proses isobarik dapat balik (reversible isobaric). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

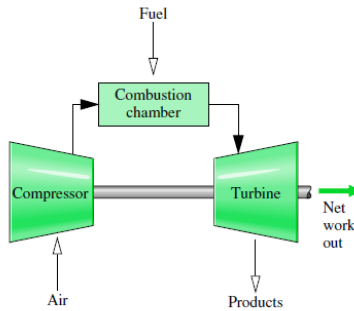
$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} \quad [5]$$

2.2.2 Siklus Stirling

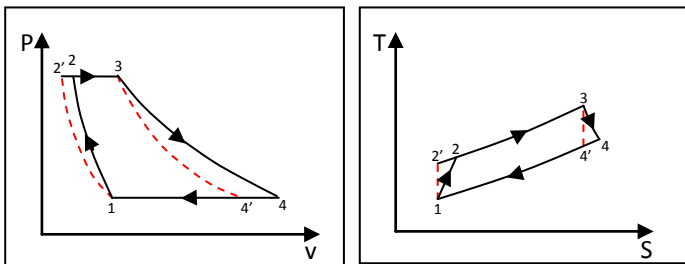
Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermais dapat balik (isothermal reversible) dengan volume tetap (isovolum). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

2.2.3 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau manufacturer dalam analisa untuk up-grading performance. Siklus Brayton ini terdiri dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:



Gambar 2.12 Simple gas turbine^[2]



Gambar 2.13 Siklus pada turbin gas

- Proses 1→2, kompresi isentropik.

Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

Karena proses (1-2) merupakan proses isentropik, maka :

$$Pr_2 = Pr_1 \frac{P_2}{P_1} \quad [2]$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor, dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$W_{kompresor} = \dot{m}_{udara} (h_2 + h_1) \quad [2]$$

- Proses 2→3, pembakaran isobarik

Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (q_{in}), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. Suatu bentuk sederhana dari persamaan tingkat keadaan gas ideal diperoleh apabila C_p konstan, dalam hal ini juga diketahui bahwa C_v juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_v &= RT \\ u_3 &= C_v \times T_3 \\ h_3 &= C_p \times T_3 \end{aligned} \quad [5]$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada *gas turbine* tidak ada energi yang dibangkitkan. Keseimbangan massa dan energi pada kondisi *steady state* turbin volume air sebagai berikut :

$$0 = Q_{cv} + \cancel{W} + \dot{m} \left[h_{in} - h_{out} + \frac{(\cancel{V_{in}^2} - \cancel{V_{out}^2})}{2} \right] + [g(\cancel{Z_{in}} - \cancel{Z_{out}})]$$

Dengan Q_{cv} merupakan masukan Q yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan oleh bahan bakar Q . yang dihasilkan bahan bakar didapat dari persamaan:

$$\dot{m}_{bahan\ bakar} = Q_{bb} \times \rho_{bb}$$

Jadi, dari persamaan di atas dapat diperoleh:

$$Q_{in} = \dot{m}_{bahan\ bakar} \left(\frac{GHV}{\rho_{bahan\ bakar}} \right)$$

- Proses 3→4, ekspansi isentropik.

Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.

$$\begin{aligned} \frac{P_3^{k-1}}{T_3^k} &= \frac{P_4^{k-1}}{T_4^k} \\ \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^k &= \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{k-1} \\ \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad [2] \end{aligned}$$

Kerja yang dibutuhkan kompresor, dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar}) (h_3 - h_4) \quad [2]$$

- Proses 4→1, pembuangan panas.

Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi.

$$\begin{aligned} P_v &= RT \\ u_4 &= C_v \times T_4 \\ h_4 &= C_p \times T_4 \end{aligned} \quad [5]$$

2.3 Air Fuel Ratio, Spesific Fuel Consumption, dan Effisiensi

2.3.1 Air Fuel Ratio

Bahan Bakar (natural gas) yang hendak dimasukan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan bunga api dari spark plug. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya udara (O₂), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau natural gas yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar sangat dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar. Perbandingan udara dan bahan bakar dinyatakan dalam bentuk volume atau berat dari bagian udara dan natural gas. Air Fuel Ratio adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar. Merupakan komposisi campuran natural gas dan udara. Misalkan AFR bernilai 14,7 artinya campuran terdiri dari 1 natural gas dan 14,7 udara biasa disebut Stoichiometry. Air fuel ratio dapat dicari menggunakan persamaan :

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}} \quad [2]$$

2.3.2 Spesific Fuel Consumption

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Di mesin piston, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/poros tenaga kuda. Dalam mesin turbin gas, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/dorongan. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum. Nilai SFC menurun dengan tinggi saat dalam kondisi suhu dingin.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar}}{W_{nett}}$$

2.3.3 Effisiensi

1. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned} \eta_{kompresor} &= \frac{\text{Actual turbine work output}}{\text{Isentropic turbine work output}} \\ &= \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} \times 100\% \quad [2] \end{aligned}$$

2. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned} \eta_{turbin} &= \frac{\text{Actual turbine work output}}{\text{Isentropic turbine work output}} \\ &= \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4s}} \times 100\% \quad [2] \end{aligned}$$

3. Effisiensi Siklus

$$\eta_{siklus} = \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \% \quad [2]$$

2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistem turbin gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (compression) udara di hisap dan dimampatkan
2. Pembakaran (combustion) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.
3. Pemuaian (expansion) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (nozzle)
4. Pembuangan gas (exhaust) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal tetap terjadi kerugian-kerugian yang dapat menyebabkan turunnya daya yang dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pada menurunnya performansi turbin gas itu sendiri. Kerugian-kerugian tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen sistem turbin gas. Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain:

- Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (pressure losses) di ruang bakar.
- Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
- Berubahnya nilai C_p dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja, dsb.

Untuk memperkecil kerugian ini hal yang dapat kita lakukan antara lain dengan perawatan (maintenance) yang teratur atau dengan memodifikasi peralatan yang ada.

2.5 Maintenance Turbin Gas

Maintenance adalah perawatan untuk mencegah hal-hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan terlalu cepat terhadap semua peralatan di pabrik, baik yang sedang beroperasi maupun

yang berfungsi sebagai suku cadang. Kerusakan yang timbul biasanya terjadi karena keausan dan ketuaan akibat pengoperasian yang terus-menerus, dan juga akibat langkah pengoperasian yang salah.

Maintenance pada turbine gas selalu tergantung dari faktor-faktor operasional dengan kondisi yang berbeda di setiap wilayah, karena operasional turbine gas sangat tergantung dari kondisi daerah operasional. Semua pabrik pembuat turbine gas telah menetapkan suatu ketentuan yang aman dalam pengoperasian sehingga turbine selalu dalam batas kondisi aman dan tepat waktu untuk melakukan maintenance.

Faktor-faktor penyebab kerusakan diantaranya adalah :

- Design dan material
- Pengoperasian
- Pemeliharaan
- Kondisi lingkungan

Program pemeliharaan yang berhasil selain akan memperlambat terjadinya kerusakan, juga akan dapat meningkatkan kemampuan dari peralatan/instalasi yang dipelihara. Dalam pengoperasian turbin gas ada beberapa jenis salah satunya adalah *shutdown maintenance* seperti yang digunakan di Dep. Pemeliharaan I. *Shutdown maintenance* dilakukan secara terjadwal dan terencana, berikut ini inspeksi yang ada pada *shutdown maintenance* :

2.5.1 Combustion Inspection (CI)

Combustion Inspection yang biasa disingkat CI merupakan inspeksi yang biasa dilakukan pada turbin gas setiap 8.000 hingga 12.000 jam operasi sekali, objek dari inspeksi ini merupakan *combustion chamber* dari turbin. Pada saat melakukan CI bagian turbin yang perlu diperhatikan yaitu *combustion liners*, *transition piece* dan *crossfire tube*, semua bagian itu merupakan yang paling harus diperhatikan. Penggantian bagian-bagian seperti *fuel nozzles*, *transition piece*, *crossfire tubes* harus dengan yang

baru atau yang telah diperbaiki, dan untuk mempercepat proses pergantian. Setelah itu bagian-bagian yang lama segera di perbaiki ke penyedia jasa servis berkualitas agar tidak mengganggu inspeksi berikutnya.

2.5.2 Hot Gas Path Inspection (HGPI)

Pada inspeksi ini dilakukan setelah 24.000 jam operasi dan juga terdapat CI namun lebih mendetail pada inspeksi *turbine nozzles* dan *turbine buckets*, untuk melakukan inspeksi ini butuh melepaskan *top half* dari wadah turbin (*shell*) dan nozzle tingkat pertama. Nozzle tingkat ke-2 dan ke-3 serta *turbine buckets* di inspeksi dengan cara melihat ketika masih pada tempatnya.

2.5.3 Major Inspection (MI)

Inspeksi ini meliputi semua inspeksi dari komponen sambungan-sambungan besar (major flange to flange) dan dilakukan setelah 48.000 jam operasi, selain itu inspeksi ini juga mencakup CI dan HGPI. Sebagai tambahan inspeksi ini juga dilakukan terhadap retakan dan erosi pada casing, inspeksi jarak, retakan, goresan, pembengkokan, dan *warpages* pada sudu-sudu rotor, dan stator. Kompresor dan saluran masuk (*inlet*) diinspeksi untukn erosi, korosi, kebocoran dan kekotorannya. *Bearing-bearing* dan *seals* diperiksa ukuran dan jaraknya berdasarkan ukuran aslinya.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Klasifikasi GTG



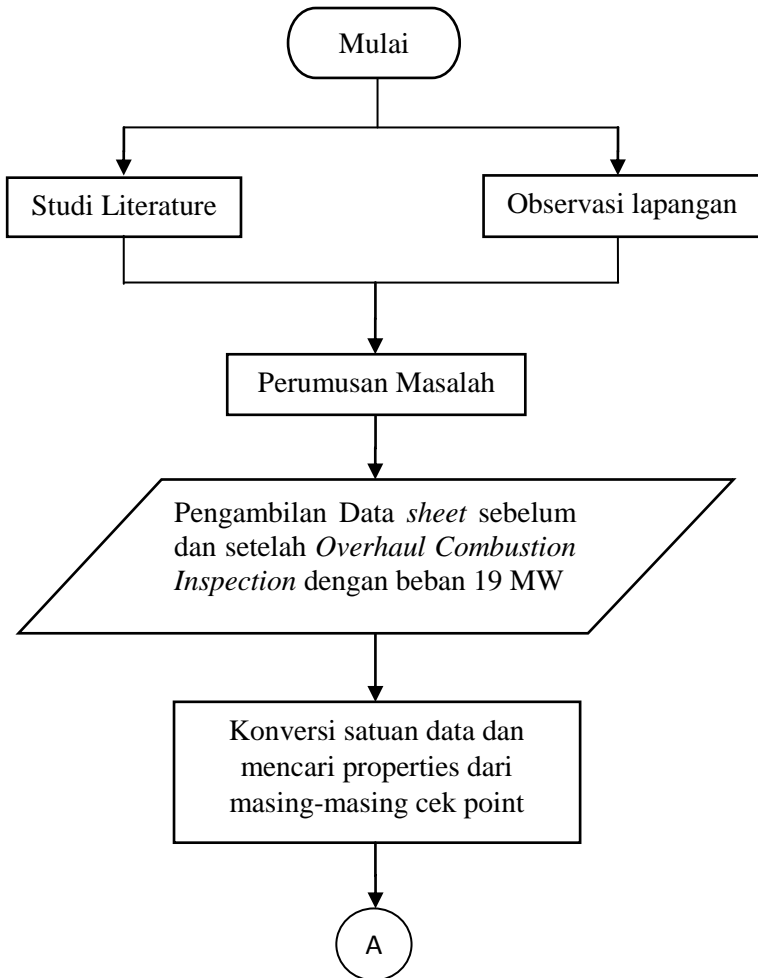
Gambar 3.1 GTG PT. Petrokimia Gresik

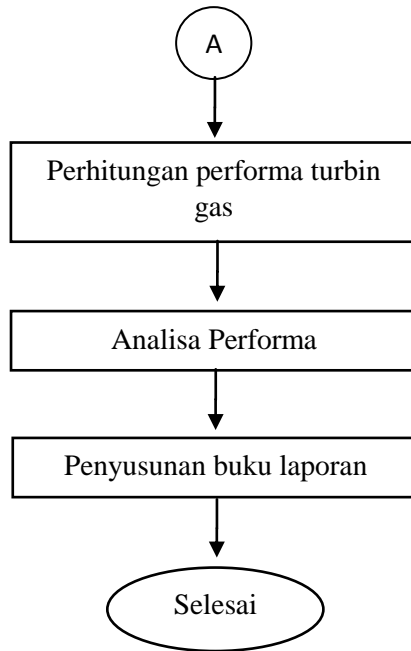
Turbin yang digunakan pada GTG mempunyai spesifikasi sebagai berikut :

- Site Location / Unit Number : GT 2280Z
- Gas Turbine / Model : MS-6001-B
- Turbine Serial Number : 295736
- Daya Normal : 33.640 KW
- Rotor speed : 5100 RPM
- No. Tingkatan Kompresor : 17
- Jumlah Tingkat : 3
- Driven Equipment / Model : TEWAC 6A3
- Serial Number : 336x452
- Daya Normal : 44.930 KVA
- Arus : 2256 A
- Tegangan : 11,5 KV
- Type Of Fuel : N.G. & Liquid Fuel

3.2 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan tahapan yang digambarkan pada diagram alir berikut :





Gambar 3.2 Diagram alir tugas akhir

3.3 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Tugas akhir Kaji performa turbin gas sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul Combustion Inspection*, dalam penyelesaiannya memiliki metode dan tahapan sebagai berikut:

3.3.1 Studi Literature

Studi literature merupakan pengkajian untuk mendapat topik tugas akhir sebelum melakukan observasi lapangan.

Pada pengkajian ini meliputi studi pustaka yang berkaitan dengan turbin gas yang diperoleh dari berbagai sumber seperti gas turbine oleh V.Ganesan, fundamental of engineering

thermodynamics oleh Michael J. Moran dan Howard N. Shapiro, Fundamental of Thermodynamics oleh Claus Borgnakke dan Richard E. Sonntag, dan beberapa sumber lain. Selain itu juga dikaji berdasarkan penelitian terdahulu.

3.3.2 Observasi Lapangan

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan untuk mengetahui adanya permasalahan pada keadaan aktual yang nantinya dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir. Turbin gas adalah topik yang dianalisa pada tugas akhir ini dan analisa dilakukan pada performa turbin gas sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul combustion inspection*.

3.3.3 Perumusan Masalah

Setelah mencari berbagai literature dan observasi pada Gas Turbin Generator (GTG) di PT. Petrokimia Gresik, langkah selanjutnya adalah merumuskan masalah secara spesifik dengan bahasan dan objek penelitian tugas akhir turbin gas. Tugas akhir ini mengangkat masalah bagaimana performa yang terjadi pada saat sebelum dilakukannya *combustion inspection* dan setelah dilakukannya *combustion inspection*.

3.3.4 Pengumpulan Data Sheet

Pada tahap ini, data dikumpulkan dari berbagai sumber informasi analisis unjuk kerja Gas Turbin Generator (GTG) yang ada di PT. Petrokimia Gresik.

3.3.5 Konversi dan Perhitungan Properties

Pada tahap ini dilakukan konversi satuan dari data-data yang telah dikumpulkan ke dalam satuan yang umum digunakan untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara termodinamika pada tiap titik (state) untuk mendapatkan data properties yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung unjuk kerja turbin gas.

3.3.6 Perhitungan Performa Turbin Gas

Setelah dilakukan konversi dan didapatkan data properties pada masing-masing titik. Maka selanjutnya adalah perhitungan performa turbin gas dengan menggunakan data daripada properties tersebut. Perhitungan performa tersebut antara lain daya turbin, daya kompresor, daya netto, konsumsi bahan bakar, efisiensi turbin, efisiensi kompresor, dan efisiensi siklus.

3.3.7 Analisa Performa

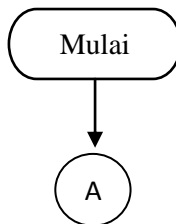
Setelah didapatkan data performa turbin gas. Selanjutnya data-data tersebut dianalisa untuk mengetahui presentase performa turbin gas sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection*.

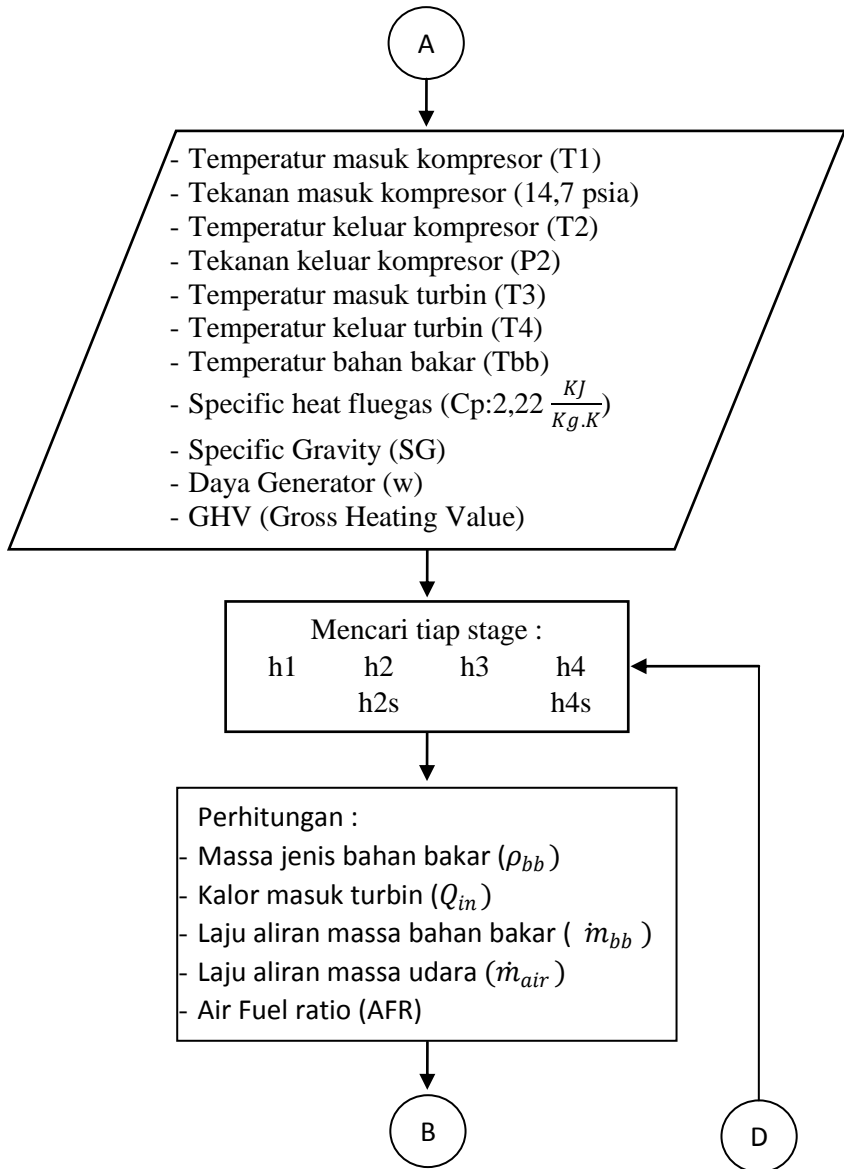
3.3.8 Penyusunan Buku Laporan

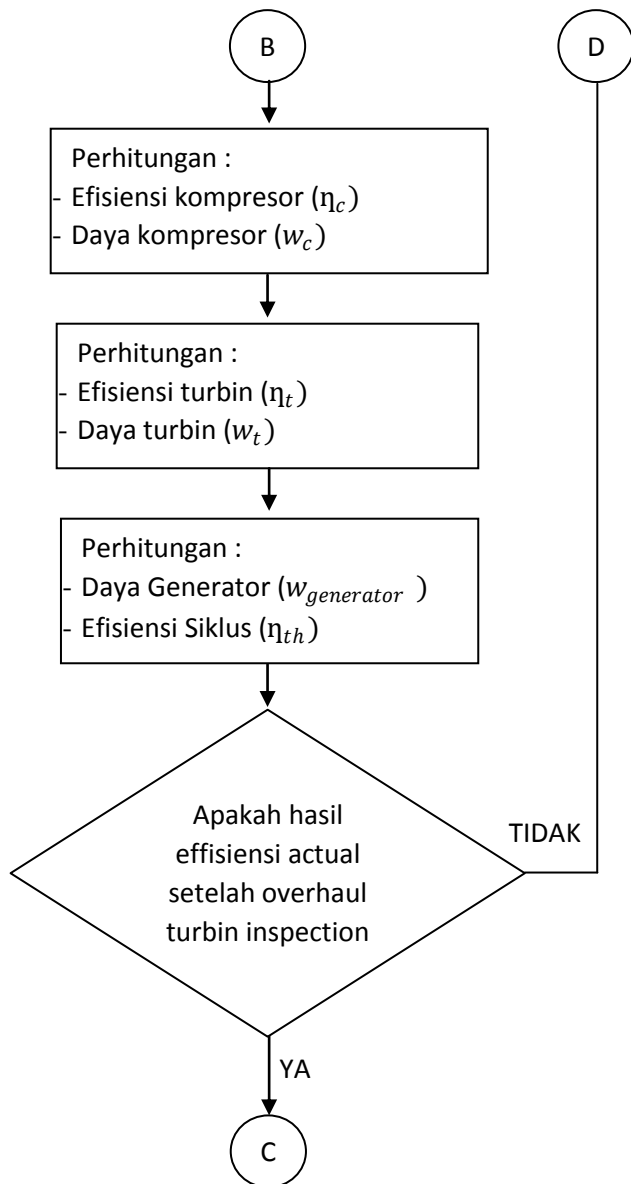
Setelah itu dilakukan penyusunan buku laporan tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat.

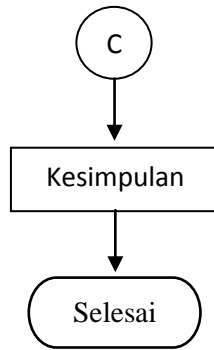
3.4 Metodologi Perhitungan Unjuk Kerja

Metodologi untuk mengetahui unjuk kerja GTG Utilitas I pabrik PT. Petrokimia Gresik seperti diagram alir tersebut :









Gambar 3.3 Diagram alir perhitungan unjuk kerja

BAB IV

PEMBAHASAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan unjuk kerja turbin gas dan hasil perbandingan performa sebelum dan setelah *Overhaul* dari *combustion inspection* pada Gas Turbin Generator (GTG) di utilitas I pabrik PT.Petrokimia Gresik, dengan menggunakan:

1. Data kerja dari Turbin gas GTG utilitas I pabrik PT. Petrokimia Gresik.
2. Data yang diambil merupakan data beban sebelum dan setelah *overhaul* dari *combustion inspection*.
3. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data *sheet* dari gas turbin dengan beban 19 MW.

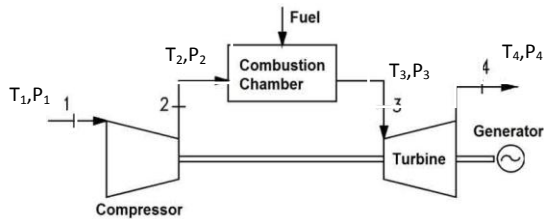
4.1 Data Hasil Pengamatan

Setelah dilakukan pengamatan di *plant* didapatkan data Gas Turbin Generator (GTG) utilitas I pabrik PT.Petrokimia Gresik.

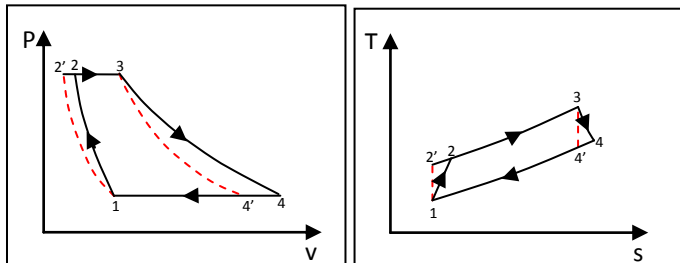
4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas dengan beban 19 MW.

Pada sub bab ini akan dilakukan perhitungan performa Gas Turbin Generator (GTG) di utilitas I pabrik PT.Petrokimia Gresik. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi GTG sebelum (Desember 2015) dan setelah (Februari 2016) *overhaul* dari *combustion inspection* dengan beban 19 MW.

Untuk mempermudah perhitungan, terlebih dahulu mengetahui properties di tiap-tiap titik pada skema turbin gas. Adapun skema turbin gas itu sendiri serta data pengoprasiannya adalah sebagai berikut:



Gambar 4.1 Skema gas turbine generator (GTG)



Gambar 4.2 aktual-ideal P-V dan T-S Diagram

Keterangan gambar :

- T_1 : Temperatur udara masuk kompresor
- P_1 : Tekanan udara masuk kompresor
- T_2 : Temperatur udara keluar kompresor
- P_2 : Tekanan udara keluar kompresor
- T_3 : Temperatur gas pembakaran yang masuk turbin
- P_3 : Tekanan gas pembakaran yang masuk turbin
- T_4 : Temperatur udara keluar turbin
- P_4 : Tekanan udara keluar turbin

Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi sebagai berikut:

1. Keadaan *steady state steady flow*
2. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan

3. Proses yang terjadi di dalam turbin gas mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
4. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap state yang ada di dalam turbin gas.

4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik sebelum Overhaul dari *combustion inspection* dengan beban 19 MW

Berikut adalah tabel properties daripada GTG dengan beban 19 MW sebelum *overhaul* dari *combustion inspection*.

Tabel 4.1 Data Operasi bulan Desember 2015 pukul 13:45

Input	Value	Unit
Daya sebenarnya (correct W)	19,88	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	6,58	MMSCFD
Gross Heating Value (GHV)	1013,56	BTU/scf
Tekanan masuk kompresor (P_1)	14,7	Psia
Temperatur masuk kompresor (T_1)	87,8	°F
Tekanan keluar kompresor (P_2)	104,72	Psig
Temperatur keluar kompresor (T_2)	614,09	°F
Temperatur masuk turbin (T_3)	704,347	°F
Temperatur keluar turbin (T_4)	268,03	°F
Temperatur bahan bakar (T_{bb})	158,58	°F
$C_{p_{\text{combustion product}}}$	2,22	kJ/kg.K
SG	0,6	

Dari tabel diatas dapat dicari properties untuk setiap stage yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor melalui *Inlet Guide Vane*.

$$\begin{aligned} P_1 &: 14,7 \text{ Psia} \\ T_1 &: 87,8 \text{ }^\circ\text{F} & : 304,14 \text{ K} \end{aligned}$$

Untuk mencari entalpi fluida, digunakan tabel termodinamika dari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(300,19 - 305,22) \frac{kJ}{kg}}{(300 - 305)K} \times (304,14 - 305)K + 305,22 \frac{kJ}{kg} \\ &= 304,354 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi.

$$\begin{aligned} P_2 &: 104,72 \text{ psig} + 14,7 \text{ psia} & : 119,42 \text{ psia} \\ T_2 &: 614,09 \text{ }^\circ\text{F} & : 596,19 \text{ K} \end{aligned}$$

Untuk mencari entalpi fluida digunakan tabel yang sama maka didapat :

$$\begin{aligned}
h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\
&= \frac{(596,52 - 607,02) \frac{kJ}{kg}}{(590 - 600)K} \times (596,19 - 600)K + 607,02 \frac{kJ}{kg} \\
&= 603,019 \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

Karena pada kondisi ideal state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropic, maka didapat pada table yang sama :

$$\begin{aligned}
Pr_1 &= \frac{(Pr_{atas} - Pr_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + Pr_{bawah} \\
&= \frac{(1,3860 - 1,4686)}{(300 - 305)K} \times (304,14 - 305)K + 1,4696 \\
&= 1,4543
\end{aligned}$$

Dari interpolasi yang mendapatkan harga Pr_1 , maka bisa didapatkan perhitungan untuk mencari Pr_{2s} :

$$\begin{aligned}
Pr_{2s} &= Pr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \\
&= 1,4543 \left(\frac{119,42 \text{ psia}}{14,7 \text{ psia}} \right) \\
&= 11,814
\end{aligned}$$

Dari harga Pr_{2s} bisa Untuk mencari entalpi fluida dengan menggunakan tabel yang sama, maka didapat :

$$\begin{aligned}
h_{2s} &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(Pr_{atas} - Pr_{bawah})} \times (Pr_{2s} - Pr_{bawah}) + h_{bawah} \\
&= \frac{(544,35 - 554,74) \frac{kJ}{kg}}{(11,10 - 11,86)} \times (11,814 - 11,86) + 554,74 \frac{kJ}{kg} \\
&= 543,66 \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*), dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

$$T_3 : 704,347^{\circ}\text{F} : 646,28\text{ K}$$

$$\begin{aligned}h_3 &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_3 \\&= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \times 646,28\text{K} \\&= 1434,741 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

$$T_4 : 268,03^{\circ}\text{F} : 404,12\text{K}$$

$$\begin{aligned}h_4 &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_4 \\&= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \times 404,12\text{K} \\&= 897,146 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\end{aligned}$$

Karena pada kondisi ideal state 4 ini berlangsung proses isentropis maka dengan asumsi harga $k = 1,3$:

$$\begin{aligned}
 T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 646,28 \text{ K} \left(\frac{14,7 \text{ psia}}{119,42 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\
 &= 398,543 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Maka didapat entalpi isentropis dari $T_{4s} = 398,543 \text{ K}$

$$\begin{aligned}
 h_{4s} &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_{4s} \\
 &= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \times 398,543 \text{ K} \\
 &= 884,767 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}
 \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas sebelum *Overhaul* dari *Combustion Inspection* Beban 19 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan $\dot{W}_{\text{kompresor}}$ pada beban 19 MW, perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{\text{kompresor}} = \dot{m}_{\text{udara}} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari \dot{m}_{udara} maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{m}_{bb} \cdot C_p (T_3 - T_{bb})}{h_3 - h_2}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = Q_{bb} \times \rho_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari ρ_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\rho_{bb} = SG \times \rho_{udara}$$

Untuk mendapatkan harga dari ρ_{udara} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\rho_{udara} = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$$

Dimana besar laju aliran bahan bakar :

$$\begin{aligned} Q &= 6,58 \text{ MMSCFD} = 6580000 \frac{ft^3}{day} \times \frac{1 \text{ day}}{86400} \\ &= 76,15 \frac{ft^3}{s} \times \frac{0,3048^3 m^3}{1^3 ft^3} \\ &= 2,156 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \rho_{udara \text{ standart}} &= \frac{P_1}{R \cdot T_1} \\ &= \frac{101325 \text{ Pa}}{286,9 \frac{Nm}{kg \cdot K} \cdot 304,14 \text{ K}} \\ &= 1,161 \frac{kg}{m^3} \end{aligned}$$

Dari ρ_{udara} , bisa dihitung ρ_{bb} dengan $SG = 0,6$

$$\begin{aligned}\rho_{bb} &= SG \times \rho_{udara \text{ standart}} \\ &= 0,6 \times 1,161 \frac{Kg}{m^3} \\ &= 0,6966 \frac{Kg}{m^3}\end{aligned}$$

Maka dengan harga Q dan ρ_{bb} , akan didapatkan $\dot{m}_{bahan \text{ bakar}}$ dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 2,156 \frac{m^3}{s} \times 0,6966 \frac{Kg}{m^3} \\ &= 1,501 \frac{Kg}{s}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga Q_{in} terlebih dahulu, dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}Q_{in} &= \dot{m}_{bahan \text{ bakar}} \left(\frac{GHV}{\rho_{bb}} \right) \\ &= 1,501 \frac{Kg}{s} \left(\frac{1013,56 \frac{BTU}{ft^3}}{0,6966 \frac{Kg}{m^3}} \times \frac{1,055 KJ \cdot 1 ft^3}{1 BTU \cdot 0,3048^3 m^3} \right) \\ &= 81368,115 \frac{KJ}{s}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan Q_{in} maka haraga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \frac{Q_{in} - \dot{m}_{bb} \cdot Cp \cdot (T_3 - T_{bb})}{h_3 - h_2} \\ &= \frac{81368,115 \frac{KJ}{s} - \left(1,501 \frac{Kg}{s} \cdot 2,22 \frac{KJ}{Kg \cdot K} (646,28 - 343,38) \right) K}{(1434,741 - 603,019) \frac{KJ}{Kg}} \\ &= 96,61 \frac{Kg}{s}\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_k &= \dot{m}_{udara} (h_2 - h_1) \\ &= 96,61 \frac{Kg}{s} \left(603,019 \frac{KJ}{Kg} - 304,354 \frac{KJ}{Kg} \right) \\ &= 28854,025 \frac{KJ}{s} \\ &= 28,8 MW\end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dihasilkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada GTG dengan beban 19 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_T &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan bakar}) (h_3 - h_4) \\ &= (96,61 + 1,501) \frac{Kg}{s} (1434,741 - 897,146) \frac{KJ}{Kg} \\ &= 52743,983 \frac{KJ}{s} \\ &= 52,7 MW\end{aligned}$$

c. Daya Netto Sistem Turbin Gas

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_T - \dot{W}_k \\ &= 52,7 \text{ MW} - 28,8 \text{ MW} \\ &= 23,9 \text{ MW}\end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada GTG dengan beban 19 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}SFC &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\ &= \frac{1,501 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{23889,958 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,226 \frac{kg}{kWh}\end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}\text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\ &= \frac{28854,025 \frac{kJ}{s}}{52743,983 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0,547\end{aligned}$$

f. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\% \\ &= \frac{1434,741 \frac{KJ}{Kg} - 897,146 \frac{KJ}{Kg}}{1434,741 \frac{KJ}{Kg} - 884,767 \frac{KJ}{Kg}} \times 100\% \\ &= 97,7\%\end{aligned}$$

g. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}\eta_k &= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\% \\ &= \frac{543,66 - 304,35 \frac{KJ}{Kg}}{603,019 \frac{KJ}{Kg} - 304,35 \frac{KJ}{Kg}} \times 100\% \\ &= 80,12 \%\end{aligned}$$

h. Effisiensi Siklus

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \times 100\% \\ &= \frac{23,9 MW}{81,3 MW} \times 100\% \\ &= 29,3 \%\end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik setelah *Overhaul* dari *combustion inspection* dengan beban 19 MW

Berikut adalah tabel properties daripada GTG dengan beban 19 MW sebelum *overhaul* dari *combustion inspection*.

Tabel 4.2 Data Operasi bulan Februari 2016 pukul 12:52

Input	Value	Unit
Daya sebenarnya (correct W)	19,41	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	6,41	MMSCFD
Gross Heating Value (GHV)	1017,65	BTU/scf
Tekanan masuk kompresor (P_1)	14,7	Psia
Temperatur masuk kompresor (T_1)	88,3	°F
Tekanan keluar kompresor (P_2)	103,25	Psig
Temperatur keluar kompresor (T_2)	615,43	°F
Temperatur masuk turbin (T_3)	795,741	°F
Temperatur keluar turbin (T_4)	323,25	°F
Temperatur bahan bakar (T_{bb})	165,575	°F
$C_{p\text{combustion product}}$	2,22	kJ/kg.K
SG	0,6	

Dari tabel diatas dapat dicari properties untuk setiap stage yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor melalui *Inlet Guide Vane*.

P_1 : 14,7 Psia

T_1 : 88,3°F : 304,37 K

Untuk mencari entalpi fluida, digunakan tabel termodinamika dari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 7th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(300,19 - 305,22) \frac{kJ}{kg}}{(300 - 305)K} \times (304,37 - 305)K + 305,22 \frac{kJ}{kg} \\ &= 304,586 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi.

P_2	: 103,25 psig + 14,7 psia	: 117,95 psia
T_2	: 615,43°F	: 596,93 K

Untuk mencari entalpi fluida digunakan tabel yang sama maka didapat :

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(596,52 - 607,02) \frac{kJ}{kg}}{(590 - 600)K} \times (596,93 - 600)K + 607,02 \frac{kJ}{kg} \\ &= 603,796 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Karena pada kondisi ideal state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropic, maka didapat pada table yang sama :

$$\begin{aligned}
 Pr_1 &= \frac{(Pr_{atas} - Pr_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + Pr_{bawah} \\
 &= \frac{(1,3860 - 1,4686)}{(300 - 305)K} \times (304,37 - 305)K + 1,4686 \\
 &= 1,4581
 \end{aligned}$$

Dari interpolasi yang mendapatkan harga Pr_1 , maka bisa didapatkan perhitungan untuk mencari Pr_{2s} :

$$\begin{aligned}
 Pr_{2s} &= Pr_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \\
 &= 1,4581 \left(\frac{117,95 \text{ psia}}{14,7 \text{ psia}} \right) \\
 &= 11,699
 \end{aligned}$$

Dari harga Pr_{2s} bisa Untuk mencari entalpi fluida dengan menggunakan tabel yang sama, maka didapat :

$$\begin{aligned}
 h_{2s} &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(Pr_{atas} - Pr_{bawah})} \times (Pr_{2s} - Pr_{bawah}) + h_{bawah} \\
 &= \frac{(544,35 - 554,74) \frac{kJ}{kg}}{(11,10 - 11,86)} \times (11,699 - 11,86) + 554,74 \frac{kJ}{kg} \\
 &= 552,538 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*), dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

$$T_3 : 795,741^\circ\text{F} \quad : 697 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 h_3 &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_3 \\
 &= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \times 697 \text{K} \\
 &= 1547,34 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}
 \end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

$$T_4 : 323,25^\circ\text{F} : 434,77 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 h_4 &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_4 \\
 &= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}} \times 434,77 \text{ K} \\
 &= 965,189 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}
 \end{aligned}$$

Karena pada kondisi ideal state 4 ini berlangsung proses isentropis maka dengan asumsi harga $k = 1,3$:

$$\begin{aligned}
 T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 697 \text{ K} \left(\frac{14,7 \text{ psia}}{117,95 \text{ psia}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\
 &= 431,051 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Maka didapat entalpi isentropis dari $T_{4s} = 431,051 \text{ K}$

$$\begin{aligned} h_{4s} &= C_{p_{\text{Combustion product}}} \times T_{4s} \\ &= 2,22 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot \text{K}} \times 431,051 \text{ K} \\ &= 956,933 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

4.2.4 Perhitungan Performa Turbin Gas setelah *Overhaul* dari *Combustion Inspection* Beban 19 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

$$\begin{aligned} Q &= 6,41 \text{ MMSCFD} = 6410000 \frac{\text{ft}^3}{\text{day}} \times \frac{1 \text{ day}}{86400} \\ &= 74,189 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}} \times \frac{0,3048^3 \text{ m}^3}{1^3 \text{ ft}^3} \\ &= 2,100 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{udara standart}} &= \frac{P_1}{R \cdot T_1} \\ &= \frac{101325 \text{ Pa}}{286,9 \frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 304,37 \text{ K}} \\ &= 1,160 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

Dari ρ_{udara} , bisa dihitung ρ_{bb} dengan $SG = 0,6$

$$\rho_{bb} = SG \times \rho_{udara \text{ standart}}$$

$$= 0,6 \times 1,160 \frac{Kg}{m^3}$$

$$= 0,696 \frac{Kg}{m^3}$$

Maka dengan harga Q dan ρ_{bb} , akan didapatkan $\dot{m}_{bahan \text{ bakar}}$ dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 2,100 \frac{m^3}{s} \times 0,696 \frac{Kg}{m^3} \\ &= 1,4616 \frac{Kg}{s} \end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga Q_{in} terlebih dahulu, dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= \dot{m}_{bahan \text{ bakar}} \left(\frac{GHV}{\rho_{bb}} \right) \\ &= 1,4616 \frac{Kg}{s} \left(\frac{1017,65 \frac{BTU}{ft^3}}{0,696 \frac{Kg}{m^3}} \times \frac{1,055 KJ \cdot 1 ft^3}{1 BTU \cdot 0,3048^3 m^3} \right) \\ &= 79620,573 \frac{KJ}{s} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan Q_{in} maka haraga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \frac{\dot{Q}_{in} - \dot{m}_{bb} \cdot Cp \cdot (T_3 - T_{bb})}{h_3 - h_2} \\ &= \frac{79620,573 \frac{KJ}{s} - \left(1,4616 \frac{Kg}{s} \cdot 2,22 \frac{KJ}{Kg \cdot K} (697 - 347,26) K\right)}{(1547,34 - 603,796) \frac{KJ}{Kg}} \\ &= 83,181 \frac{Kg}{s}\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_k &= \dot{m}_{udara} (h_2 - h_1) \\ &= 83,181 \frac{Kg}{s} \left(603,796 - 304,586 \frac{KJ}{Kg}\right) \\ &= 24888,587 \frac{KJ}{s} \\ &= 24,8 MW\end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dihasilkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada GTG dengan beban 19 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_T &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan bakar}) (h_3 - h_4) \\ &= (83,181 + 1,4616) \frac{Kg}{s} (1547,34 - 965,189) \frac{KJ}{Kg} \\ &= 49274,774 \frac{KJ}{s} \\ &= 49,2 MW\end{aligned}$$

c. Daya Netto Sistem Turbin Gas

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dibutuhkan kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_T - \dot{W}_k \\ &= 49,2 \text{ MW} - 24,8 \text{ MW} \\ &= 24,4 \text{ MW}\end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada GTG dengan beban 19 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}SFC &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\ &= \frac{1,4616 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{24386,187 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\ &= 0,215 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}\end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}\text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\ &= \frac{24888,587 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{49274,774 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\ &= 0,505\end{aligned}$$

f. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\% \\ &= \frac{1547,34 \frac{KJ}{Kg} - 965,189 \frac{KJ}{Kg}}{1547,34 \frac{KJ}{Kg} - 956,933 \frac{KJ}{Kg}} \times 100\% \\ &= 98,6\%\end{aligned}$$

g. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}\eta_k &= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\% \\ &= \frac{552,538 - 304,586 \frac{KJ}{Kg}}{603,796 \frac{KJ}{Kg} - 304,586 \frac{KJ}{Kg}} \times 100\% \\ &= 82,8 \%\end{aligned}$$

h. Effisiensi Siklus

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{W_{netto}}{Q_{in}} \times 100\% \\ &= \frac{24,386 MW}{79,620 MW} \times 100\% \\ &= 30,6 \%\end{aligned}$$

4.3 Perbandingan Performa Turbin Gas sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*

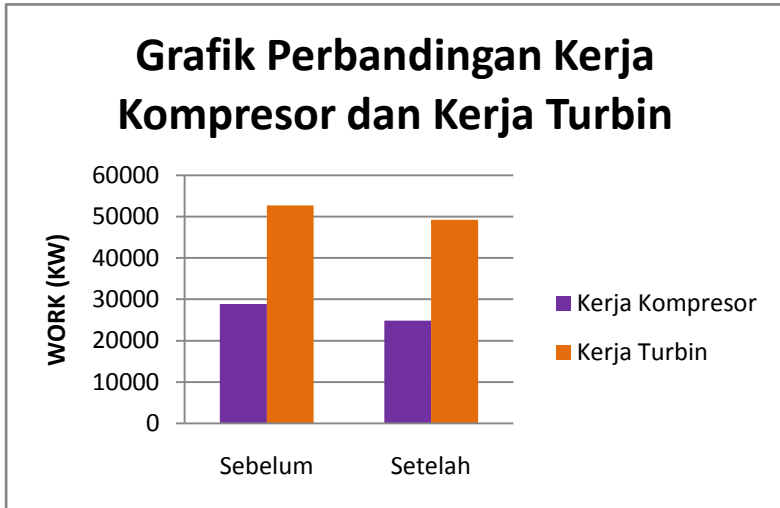
Dengan cara yang sama, hasil perhitungan unjuk kerja data operasi sekarang dapat disajikan dalam table dibawah ini :

Tabel 4.3 Hasil perhitungan unjuk kerja

Kondisi	\dot{W}_k	\dot{W}_T	η_T	η_k	η_{th}	BWR	SFC
Sebelum overhaul	28,8 MW	52,7 MW	97,7 %	80,12 %	29,3 %	0.547	$0,226 \frac{kg}{kWh}$
Setelah overhaul	24,8 MW	49,2 MW	98,6 %	82,8 %	30,6 %	0,505	$0,215 \frac{kg}{kWh}$

4.3.1 Perbandingan Kerja Kompresor dan Kerja Turbin Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*

Untuk mempermudah pembacaan, dapat dilihat pada grafik dibawah ini :



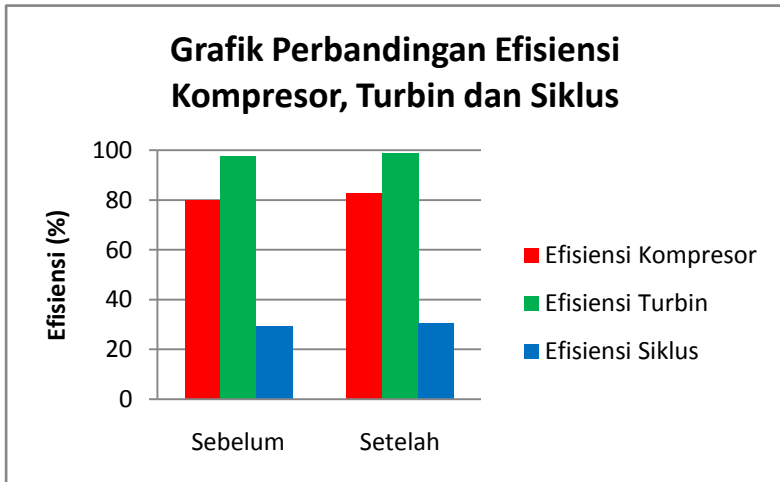
Gambar 4.3 Grafik perbandingan kerja kompresor dan kerja turbin

Pada Grafik diatas, dapat diketahui bahwa :

1. Menunjukkan penurunan kerja kompresor sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection* sebesar 3965,438 KW.
2. Menunjukkan penurunan kerja turbin sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection* sebesar 3469,209 KW.

4.3.2 Perbandingan Efisiensi Kompresor, Efisiensi Turbin dan Efisiensi Siklus Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*

Untuk mempermudah pembacaan, dapat dilihat pada grafik dibawah ini :



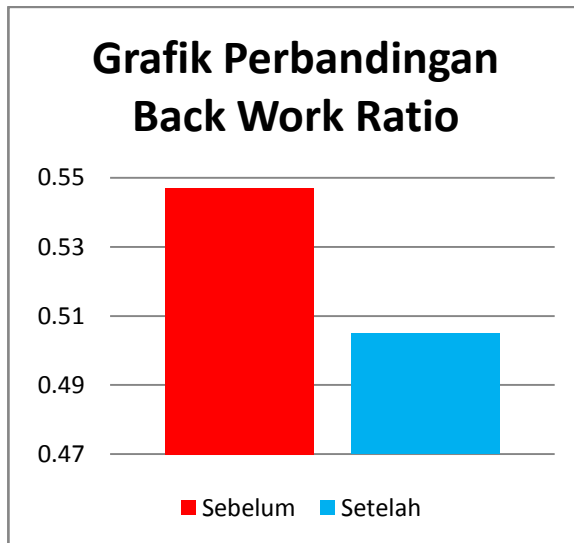
Gambar 4.4 Grafik perbandingan efisiensi

Pada grafik di atas, dapat dilihat bahwa :

1. kenaikan efisiensi kompresor sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul Combustion Inspection* sebesar 2,68 %.
2. kenaikan efisiensi turbin sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul Combustion Inspection* sebesar 0.9 %.
3. kenaikan efisiensi siklus sebelum dan setelah dilakukannya *Overhaul Combustion Inspection* sebesar 1,3 %.

4.3.3 Grafik Back Work Ratio Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*

Untuk mempermudah pembacaan, dapat dilihat pada grafik dibawah ini :

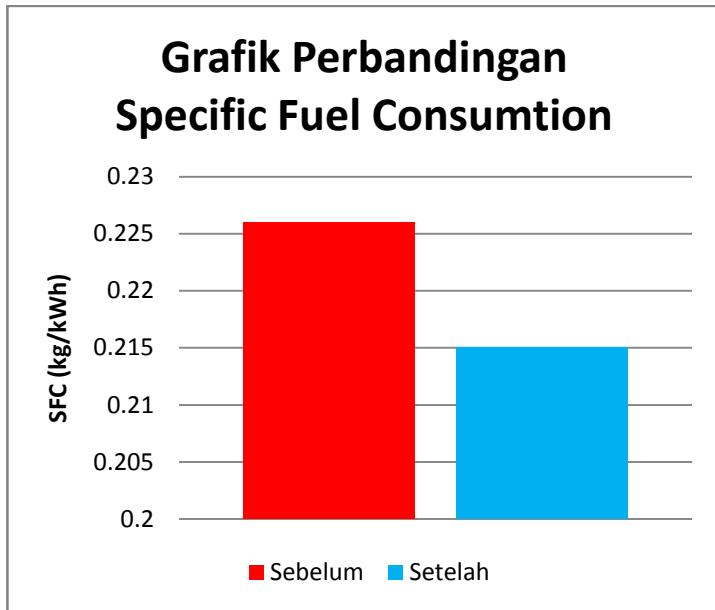


Gambar 4.5 Grafik perbandingan Back Work Ratio

Pada grafik diatas, dapat dilihat bahwa nilai presentase kerja spesifik yang digunakan dalam menggerakkan kompresor mengalami penurunan setelah dilakukannya *Overhaul*. Yang mana penurunan tersebut sebesar 0.042.

4.3.4 Grafik Specific Fuel Consumption (SCF) Sebelum dan Setelah *Overhaul Combustion Inspection*

Untuk mempermudah pembacaan, dapat dilihat pada grafik dibawah ini :



Gambar 4.6 Grafik perbandingan SFC

Pada grafik diatas, dapat dilihat bahwa besar konsumsi bahan bakar yang digunakan mengalami penurunan setelah dilakukannya *Overhaul*. Yang mana penurunan tersebut sebesar 0.011 kg/kWh.

4.4 Overhaul Combustion Inspection

Overhaul Combustion Inspection adalah suatu perawatan jangka pendek, yang mana perawatan yang dilakukan dalam kondisi GTG shutdown (padam). Hal tersebut dibutuhkan untuk memeriksa kondisi pada turbin gas lebih tepatnya pada bagian combustion (pembakaran). Pemeriksaan yang dilakukan meliputi: kompresor inlet, exhaust frame, nosel tingkat pertama dan lainnya.

Komponen tersebut membutuhkan pemeriksaan secara berkala, karena turbin gas bekerja secara terus menerus sehingga sistem pembakaran harus dijaga, apabila sistem pembakaran buruk maka akan menyebabkan umur komponen pendek.

Overhaul combustion inspection di GTG PT.Petrokimia Gresik dilakukan selama 12 hari dalam kondisi GTG padam dan mendapatkan hasil sebagai berikut :

1. Crack on 1st Stage Nozzle

Dari hasil pemeriksaan ditemukan crack pada 1st Stage Nozzle (*crack* terpanjang 75 mm dengan lebar 0.05 mm).



2. Exhaust frame to load gear compartment

Pemeriksaan pada *exhaust frame* ditemukan tack las pada baut yang mengikat U/H dan L/H *exhaust frame* lepas. Temuan lubang pada *exhaust frame* yang menuju ke *load gear compartment* langsung diperbaiki. Lubang ini dimungkinkan

menjadi salah satu penyebab terlalu panasnya *load gear compartment*.



3. Corrosion on top of air inlet duct

Secara visual terlihat korosi pada *air inlet duct* bagian atas, dilakukan perbaikan dan pengecatan pada *air inlet duct*.



4. Leak on nozzle spray no.4 fuel

Ditemukan kebocoran pada *line fuel* setelah dilakukan *spray test* di PT. PJB Gresik. Air yang dialirkan melalui *line fuel* seharusnya tidak tembus ke line gas. Bocoran ini dimungkinkan

menjadi penyebab pembakaran menggunakan *fuel* tidak sempurna.



5. Air inlet filter

Dilakukan penggantian air inlet filter dari yang sudah (korosi) dengan yang baru.



(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data hasil perhitungan dan analisis performa turbin gas pada GTG (Gas Turbin Generator) di PT.Petrokimia Gresik dengan beban 19 MW, maka kesimpulan yang di dapat adalah sebagai berikut :

1. Daya kompresor serta daya turbin mengalami penurunan setelah dilakukannya overhaul. Dimana daya kompresor turun sebesar 3965,438 KW dan kerja turbin mengalami penurunan sebesar 3469,209 KW. Hal ini dipengaruhi adanya pengurangan masuk bahan bakar mengakibatkan kerja turbin tidak bekerja secara menyeluruh.
2. Efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi siklus setelah dilakukannya overhaul mengalami kenaikan dibandingkan dengan sebelum dilakukannya overhaul. Dimana kenaikan efisiensi kompresor sebesar 2,68 %, efisiensi turbin mengalami kenaikan sebesar 0.9% dan efisiensi siklus mengalami kenaikan sebesar 1,3%.
3. BWR (Back Work Ratio), perbandingan nilai presentase kerja specific sebelum dan setelah dilakukannya *overhaul combustion inspection* mengalami penurunan sebesar 0,042.
4. SFC (Specific fuel consumption) yang terjadi mengalami penurunan atau lebih hemat bahan bakarnya setelah dilakukan overhaul. Dimana penurunan konsumsi bahan bakar sebesar 0.011 kg/kWh.
5. Hasil dari dilakukannya *overhaul combustion inspection* ternyata sangat berpengaruh terhadap unjuk kerja instalasi GTG. Beberapa parts yang perlu diganti sehingga mampu menciptakan suatu GTG yang aman, nyaman dan efisien.

5.2 Saran

Berdasarkan data perhitungan, analisis, dan kesimpulan terdapat beberapa saran yang ditujukan kepada PT. Petrokimia Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

- PT. Petrokimia Gresik
 1. Perlu dipasangkan alat-alat pengukur yang terdapat disetiap peralatan yang ada di dalam turbin gas dan bisa langsung diakses dari central control room (CCR) untuk mengetahui kinerja setiap peralatan yang ada agar lebih spesifik lagi data yang ada.
 2. Meskipun GTG yang ada digunakan untuk supply sendiri, namun perlu dilakukan perhitungan performa secara rutin dan spesifik oleh pihak PT. Petrokimia Gresik agar performanya terjaga dengan baik.
- Untuk penelitian selanjutnya

Perlu dihitung kembali performa turbin gas akan tetapi dengan mempertimbangkan atau menganalisa dari perpindahan panas yang terdapat di dalam pada sistem . Dan tentunya dengan didukung oleh data operasi yang cukup lengkap. Selain itu perlu dianalisa lebih dalam mengenai pengaruh *combustion inspection* terhadap efisiensi turbin gas.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Gas Turbine Driven Generator
- [2] Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2006. "Fundamental of Engineering Thermodynamics". Seven Edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom.
- [3] *Inisiator Aceh Power Investment, Gas Turbine System*
- [4] Power Plant Engineering, PPA Academy
- [5] Ganesan, V. 2001. Gas Turbine. New Delhi: Tata McGraw Hill Publishing.
- [6] Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag. 2009. *"Fundamentals of Thermodynamics". Seventh Edition*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

Lampiran 1: Tabel Properties pada Udara (Ideal)^[2]

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

$T(K), h$ and $u(kJ/kg), s^{\circ} (kJ/kg \cdot K)$											
T	h	u	s°	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s°	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.44	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1. p_r and v_r data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A-22 (Continued)

$T(K), h$ and $u(kJ/kg), s^o (kJ/kg \cdot K)$											
T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

Lampiran2:NilaiCp (KalorSpesifikpadatekanankonstan) Gas

Gases - Specific Heat Capacities and Individual Gas Constants									
The specific heat capacities at constant pressure and constant volume processes, and the ratio of specific heat and the individual gas constant - R - for some common used "ideal gases", can be found in the table below (approximate values at 68oF (20oC) and 14.7 psia (1 atm)):									
Gas or Vapor	Formula	Specific Heat Capacity				Ratio of Specific Heats		Individual Gas constant	
		cp (kJ/kg K)	cv (kJ/kg K)	cp (Btu/lbmoF)	cv (Btu/lbmoF)	k = cp / cv	cp - cv (kJ/kg K)	cp - cv (ft lb/f/lbmoR)	
Acetone		1.47	1.32	0.35	0.32	1.11	0.15		
Acetylene	C2H2	1.69	1.37	0.35	0.27	1.232	0.319	59.34	
Air		1.01	0.718	0.24	0.17	1.4	0.287	53.34	
Alcohol	C2H5OH	1.88	1.67	0.45	0.4	1.13	0.22		
Alcohol	CH3OH	1.93	1.53	0.46	0.37	1.26	0.39		
Ammonia	NH3	2.19	1.66	0.52	0.4	1.31	0.53	96.5	
Argon	Ar	0.52	0.312	0.12	0.07	1.667	0.208		
Benzene	C6H6	1.09	0.99	0.26	0.24	1.12	0.1		
Blast furnace gas		1.03	0.73	0.25	0.17	1.41	0.3	55.05	
Bromine		0.25	0.2	0.06	0.05	1.28	0.05		
Butadiene						1.12			
Butane	C4H10	1.67	1.53	0.395	0.356	1.094	0.143	26.5	
Carbon dioxide	CO2	0.844	0.655	0.21	0.16	1.289	0.189	38.86	
Carbon monoxide	CO	1.02	0.72	0.24	0.17	1.4	0.297	55.14	
Carbon disulphide		0.67	0.55	0.16	0.13	1.21	0.12		
Chlorine	Cl2	0.48	0.36	0.12	0.09	1.34	0.12		
Chloroform		0.63	0.55	0.15	0.13	1.15	0.08		
Combustion products		1		0.24					
Ethane	C2H6	1.75	1.48	0.39	0.32	1.187	0.276	51.5	
Ether		2.01	1.95	0.48	0.47	1.03	0.06		
Ethylene	C2H4	1.63	1.23	0.4	0.33	1.24	0.296	55.08	
Freon 22						1.18			
Helium	He	5.19	3.12	1.25	0.75	1.667	2.08	386.3	
Hexane						1.06			
Hydrogen	H2	14.32	10.16	3.42	2.43	1.405	4.12	765.9	
Hydrogen Chloride	HCl	0.8	0.57	0.191	0.135	1.41	0.23	42.4	
Hydrogen Sulfide	H2S			0.243	0.187	1.32		46.2	
Hydroxyl	OH	1.76	1.27			1.384	0.489		
Methane	CH4	2.22	1.7	0.59	0.45	1.304	0.518	96.4	
Methyl Chloride	CH3Cl			0.24	0.2	1.2		30.6	
Natural Gas		2.34	1.85	0.56	0.44	1.27	0.5	79.1	
Neon		1.03	0.618			1.667	0.412		
Nitric Oxide	NO	0.995	0.718	0.23	0.17	1.386	0.277		
Nitrogen	N2	1.04	0.743	0.25	0.18	1.4	0.297	54.99	
Nitrogen tetroxide		4.69	4.6	1.12	1.1	1.02	0.09		
Nitrous oxide	N2O	0.88	0.69	0.21	0.17	1.27	0.18	35.1	
Oxygen	O2	0.919	0.659	0.22	0.16	1.395	0.26	48.24	
Pentane						1.07			
Propane	C3H8	1.67	1.48	0.39	0.34	1.127	0.189	35	
Propene (propylene)	C3H6	1.5	1.31	0.36	0.31	1.15	0.18	36.8	
Water Vapor		1.93	1.46	0.46	0.35	1.32	0.462		
Steam 1 psia, 120 – 600 oF									
Steam 14.7 psia, 220 – 600 oF		1.97	1.5	0.47	0.36	1.31	0.46		
Steam 150 psia, 360 – 600 oF		2.26	1.76	0.54	0.42	1.28	0.5		
Sulfur dioxide (Sulphur dioxide)	SO2	0.84	0.51	0.15	0.12	1.29	0.13	24.1	

k = cp / cv - the specific heat capacity ratio
cp = specific heat in a constant pressure process
cv = specific heat in a constant volume process
R- Individual Gas constant



Synchronize

PT Petrokimia Gresik

13:45:09 Dec-10-2015

BS Logsheet

Turbine Data Combustion Data

Freq Running	50.00 Hz
Freq Incoming	50.00 Hz
Voltage Running	11.42 Kv
Voltage Incoming	11.46 Kv
Generator Watt	19.88 MW
Generator Vars	13.21 MVAR
Generator Amps	1.2 KA
Exciter Volt	27.8 VDC
Exciter Amps	5.4 A DC
Gen Stator Temp 1	160.22 °F
Gen Stator Temp 2	157.49 °F
Gen Stator Temp 3	158.54 °F
Gen Stator Temp 4	160.22 °F
Gen Stator Temp 5	161.27 °F
Gen Stator Temp 6	163.22 °F
Gen Stator Temp 10	96.58 °F
Gen Stator Temp 11	95.20 °F
Gen Stator Temp 18	132.88 °F
Gen Stator Temp 19	136.34 °F
Grounding +Ve	1.79 Vdc
Grounding -Ve	-121.96 Vdc
Turbine Speed Set	102.30 %
Turbine Speed	100.01 %
Turbine Speed Rpm	5106.27 rpm
FSR	38.12 %
FSR1	0.00 %
FSR2	38.09 %
Max Vib	0.16 in/s
Spread	122.33 °F
IGV	57.0 °
CPD	104.7 psig

TTXD1	974.94 °F	TTWS1FI1	709.76 °F
TTXD2	974.53 °F	TTWS1FI2	712.57 °F
TTXD3	965.39 °F	TTWS1FO1	726.91 °F
TTXD4	973.39 °F	TTWS1FO2	668.15 °F
TTXD5	957.53 °F	TTWS1AO1	771.10 °F
TTXD6	960.38 °F	TTWS1AO2	768.66 °F
TTXD7	957.94 °F	TTWS2FO1	772.55 °F
TTXD8	955.90 °F	TTWS2FO2	764.00 °F
TTXD9	968.98 °F	TTWS2AO1	883.52 °F
TTXD10	972.75 °F	TTWS2AO2	875.21 °F
TTXD11	985.53 °F	TTWS3FO1	801.54 °F
TTXD12	987.17 °F	TTWS3FO2	795.55 °F
TTXD13	1000.87 °F	TTWS3AO1	515.02 °F
TTXD14	990.46 °F	TTWS3AO2	528.06 °F
TTXD15	991.68 °F	ALLOW SPREAD	122.33 °F
TTXD16	983.96 °F	SPREAD1	35.78 °F
TTXD17	987.22 °F	SPREAD2	34.15 °F
TTXD18	972.58 °F	SPREAD3	33.74 °F
TTXM	975.28 °F	BTRGB1_1	91.30 °F
BB1	0.13 in/s	BTRGP2_1	214.98 °F
BB2	0.13 in/s	LTG1D	159.86 °F
BB4	0.16 in/s	LTG2D	157.30 °F
BB5	0.16 in/s		
BB7	0.13 in/s		
BB8	0.13 in/s		
BB9	0.14 in/s		
BB10	0.04 in/s		
BB11	0.04 in/s		
BB12	0.11 in/s		

Allowable Spread	268.03 °F
Exhaust Spread #1	35.78 °F
Exhaust Spread #2	34.15 °F
Exhaust Spread #3	33.74 °F
AVG Exhaust Temperature	975.28 °F
Turbine Inlet Temperature	704.347 °F
Highest Detected TC	1000.65 °F
FSR	38.12 %
IGV	56.98 °
CPD	104.72 psig
FSG	38.25 %
FSGR	38.36 %
FPG2	258.51 psig
VIB MAX	0.16 in/s
CTDA	614.09 °F



BS Logsheet

Turbine Data

Combustion Data

Freq Running	49.95 Hz	TTXD1	967.50 °F	TTWS1F1	711.21 °F
Freq Incoming	49.95 Hz	TTXD2	972.52 °F	TTWS1F12	713.85 °F
Voltage Running	11.47 Kv	TTXD3	976.41 °F	TTWS1FO1	731.89 °F
Voltage Incoming	11.50 Kv	TTXD4	1015.91 °F	TTWS1FO2	669.46 °F
Generator Watt	19.41 MW	TTXD5	991.34 °F	TTWS1AO1	780.17 °F
Generator Vars	14.08 MVAR	TTXD6	993.61 °F	TTWS1AO2	769.21 °F
Generator Amps	1.2 KA	TTXD7	992.31 °F	TTWS2FO1	781.80 °F
Exciter Volt	28.0 VDC	TTXD8	983.66 °F	TTWS2FO2	765.82 °F
Exciter Amps	5.5 ADC	TTXD9	984.66 °F	TTWS2AO1	909.60 °F
Gen Stator Temp 1	156.13 °F	TTXD10	983.08 °F	TTWS2AO2	890.41 °F
Gen Stator Temp 2	153.09 °F	TTXD11	988.10 °F	TTWS3FO1	814.47 °F
Gen Stator Temp 3	154.56 °F	TTXD12	987.05 °F	TTWS3FO2	806.01 °F
Gen Stator Temp 4	155.36 °F	TTXD13	991.05 °F	TTWS3AO1	527.48 °F
Gen Stator Temp 5	153.37 °F	TTXD14	983.87 °F	TTWS3AO2	530.59 °F
Gen Stator Temp 6	157.19 °F	TTXD15	976.76 °F	ALLOW SPREAD	323.25 °F
Gen Stator Temp 10	87.35 °F	TTXD16	973.43 °F	SPREAD1	26.10 °F
Gen Stator Temp 11	88.04 °F	TTXD17	976.68 °F	SPREAD2	25.30 °F
Gen Stator Temp 18	124.31 °F	TTXD18	968.30 °F	SPREAD3	21.09 °F
Gen Stator Temp 19	126.92 °F	TTXM	982.68 °F	BTRGB1_1	109.45 °F
Grounding +Ve	2.48 Vdc	BB1	0.14 in/s	BTRGP2_1	229.91 °F
Grounding -Ve	-120.66 Vdc	BB2	0.14 in/s	LTG1D	165.71 °F
Turbine Speed Set	101.77 %	BB4	0.20 in/s	LTG2D	165.44 °F
Turbine Speed	99.90 %	BB5	0.20 in/s		
Turbine Speed Rpm	5100.78 rpm	BB7	0.13 in/s		
FSR	40.48 %	BB8	0.13 in/s		
FSR1	0.00 %	BB9	0.13 in/s		
FSR2	40.47 %	BB10	0.05 in/s		
Max Vib	0.20 in/s	BB11	0.03 in/s		
Spread	323.25 °F	BB12	0.13 in/s		
IGV	57.0 °				
CPD	103.3 psig				

Allowable Spread	323.25 °F
Exhaust Spread #1	26.10 °F
Exhaust Spread #2	25.30 °F
Exhaust Spread #3	21.09 °F
AVG Exhaust Temperature	982.68 °F
Turbine Inlet Temperature	795.741 °F
Highest Detected TC	1016.00 °F
FSR	40.48 %
IGV	56.98 °
CPD	103.25 psig
FSG	40.50 %
FSGR	32.97 %
FPG2	260.89 psig
VIB MAX	0.20 in/s
CTDA	615.43 °F

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Surabaya pada tanggal 10 April 1996, dari pasangan Bapak Sidiq dan Ibu Mas'Ulah. Penulis merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Ihyaul Ulum Lamongan, MI Ihyaul Ulum Lamongan, MTsN 2 Lamongan, dan lanjut ke jenjang pendidikan pada tingkat SMA Negeri 8 Surabaya.

Pada tahun 2014 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang mana sekarang telah berganti nama menjadi Program Studi Diploma III Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2114 030 030. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Kegiatan yang pernah diikuti penulis diantaranya GERIGI (Generasi Integralistik) ITS (2014), PKTI (Pelatihan Karya Tulis Ilmiah). PMB (Pelatihan Motor Bakar). PT. Indonesia Power UP Perak-Grati merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih 1 bulan pada tahun 2016.

Alamat email : nadhifahhidayatiisland@gmail.com